

Motor-driven fuel pump

Patent number: DE19816173
Publication date: 1998-10-15
Inventor: FINKBEINER STEVEN P (US); FOURNIER KIRK D (US); MOSS GLENN A (US); MARONEY GEORGE E (US)
Applicant: WALBRO CORP (US)
Classification:
- **international:** F04C2/10; F04B35/04; F02M37/04
- **european:** F04C15/02; F02M37/04B; F04C2/08B4; F04C2/10D; F04C11/00D
Application number: DE19981016173 19980409
Priority number(s): US19970833931 19970410

Also published as:

US5997262 (A1)
FR2762049 (A1)

Abstract of DE19816173

The pump unit (22) is driven by a motor (24), and has a cam ring (62) sandwiched between inlet and outlet plates (60,72). The rotor comprises intermeshing toothed outer and inner members (64,68) eccentric in relation to each other, the inner one being turned by the motor and having fewer teeth than the outer one. The cam ring has a circular opening forming a bearing for the outer member. The plates contain inlet and outlet slots (150,136). The plates and cam ring are clamped together into a sandwich by two close-fitting screws (74,75). Each of these has a smooth cylindrical shank, joining at opposite ends onto a wider head and a parallel portion with external screw thread. The plates and cam ring each have two smooth bores in which the screw shanks are a close fit. Tapped holes in the inlet plate are engaged by the screws and are of slightly smaller diameter than the smooth bores. Radial tolerances between the external threads on the screws and the internal threads in the holes are greater than those between the screw shanks and the smooth bores.

Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

THIS PAGE BLANK (USPTO)



⑮ **BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES
PATENTAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 198 16 173 A 1**

⑤① Int. Cl.⁶:
F 04 C 2/10
F 04 B 35/04
F 02 M 37/04

⑳ Aktenzeichen: 198 16 173.5
㉑ Anmeldetag: 9. 4. 98
㉒ Offenlegungstag: 15. 10. 98

DE 198 16 173 A 1

③① Unionspriorität:
833931 10. 04. 97 US

⑦① Anmelder:
Walbro Corp., Cass City, Mich., US

⑦④ Vertreter:
Patentanwälte Hauck, Graalfs, Wehnert, Döring,
Siemons, 80336 München

⑦② Erfinder:
Finkbeiner, Steven P., Essexville, Mich., US;
Fournier, Kirk D., Essexville, Mich., US; Maroney,
George E., Kingston, Mich., US; Moss, Glenn A.,
Cass City, Mich., US

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑤④ Kraftstoffpumpe

⑤⑦ Beschrieben wird eine Kraftstoffpumpe mit einer Einlaßplatte, einer Auslaßplatte und einem Nockenring, der sandwichartig zwischen den Platten angeordnet ist, um einen Zwischenraum zu bilden, in dem der Innen- und Außenläufer der als Gerotor-Pumpe ausgebildeten Pumpeneinheit angeordnet ist. Zwei Paßstiftschrauben werden als einzige Befestigungsmittel dazu verwendet, die Einlaß- und Ausplatte sowie den Nockenring und damit die Pumpeinheit in axialer, radialer und winkelmäßiger Ausrichtung präzise zusammenzuhalten.

DE 198 16 173 A 1

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Kraftstoffpumpe für Brennkraftmaschinen und insbesondere eine von einem elektrischen Motor angetriebene Kraftstoffpumpe der Gerotor-Bauart, welche Kraftstoff bei relativ hohem Auslaßdruck abgeben kann und gegen einen verschmutzungsbedingten Verschleiß extrem widerstandsfähig ist.

Elektrisch angetriebene, im Tank untergebrachte, eigenversorgte Kraftstoffpumpen werden im großen Umfang dazu eingesetzt, Kraftstoff aus einem Kraftstofftank an die Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeugs oder eines Wasserfahrzeugs abzugeben. Diese Art von Kraftstoffpumpe erzeugt einen gleichförmigen, ungestörten Hochdruck-Kraftstoffstrom über einen relativ großen Drehzahlbereich, was sie ideal macht für den Einsatz bei modernen Kraftstoffeinspritzsystemen. Diese Bauart ist auch relativ unempfindlich gegenüber Druckschwankungen in der Kraftstoffleitung, wie sie häufig beim plötzlichen Öffnen und Schließen einzelner Kraftstoffeinspritzdüsen auftreten.

Typischerweise besitzen diese Kraftstoffpumpen ein Gehäuse mit einem elektrischen Gleichstrommotor, bei dem ein Magnetfeld erzeugende Permanentmagneten von im Gehäuse angebrachten Federclips gegen ein zylindrisches Flußrohr angedrückt werden, und ein gewickelter Anker im Gehäuse drehbar gelagert sowie mit der Pumpeinheit verbunden ist. Beispiele solcher Pumpenkonstruktionen zeigen die folgenden U.S. Patente: 4,352,641, 4,401,416, 4,500,270, 4,596,519, 4,697,995, 5,122,039, 5,248,223 und 5,411,376. Wenngleich die Gerotor-Pumpen dieser U.S. Patente sich in der Praxis als erfolgreich erwiesen haben, bleiben Verbesserungen wünschenswert. Ein Problem besteht darin, daß es relativ schwierig und aufwendig ist, die am Einlaß vorgesehene Endkappe, den Nockenring, die Auslaßplatte sowie die Gerotor-Komponenten während des Zusammenbaues der Pumpe auszurichten und festzuhalten. Bei Gerotor-Pumpen mit festliegendem Stirnflächenspiel (FFC = Fixed Face Clearance) müssen diese Bauteile mit hoher Präzision bearbeitet werden, um für genaue axiale und radiale Abmessungen zu sorgen, um dadurch die geforderten Toleranzen für das axiale und radiale Sollspiel zwischen den beweglichen und stationären Teilen der Pumpe einzuhalten und dadurch das Betriebsverhalten und den Wirkungsgrad der Pumpe zu optimieren. Die Bauteile müssen beim Zusammenbau sicher und präzise axial miteinander verspannt werden und außerdem in Winkelrichtung präzise positioniert werden, um den Einlaßschlitz und den Auslaßschlitz bezüglich des Innenläufers und Außenläufers der Gerotor-Pumpe präzise auszurichten. Wenn die Pumpe zu einer Baueinheit zusammengefaßt werden soll, muß das Verspannen der Bauteile der Pumpe beim Zusammenbau in der Weise erfolgen, daß Befestigungsbolzen bzw. -schrauben in entsprechende Gewindebohrungen der Einlaßplatte, des Nockenrings und der Auslaßplatte der Gerotor-Pumpe eingeschraubt werden.

Typischerweise sind zwei, drei oder sogar vier derartiger Befestigungsschrauben vorgesehen, wie beispielsweise in der U.S. 4,978,282 gezeigt ist. Da es jedoch wirtschaftlich nicht praktikabel ist, eine präzise Winkelausrichtung durch Verwendung derartiger Bolzen bzw. Schrauben und Gewindebohrungen herbeizuführen, ist es außerdem üblich, einen oder mehrere präzisionsgeschliffene Zentrierstifte mit entsprechend bearbeiteten Bohrungen in einer oder beiden der Endplatten und dem Nockenring vorzusehen, um eine präzise Winkelausrichtung der Bauteile der Pumpe während des Zusammenbaues sicherzustellen. Die Verwendung derartiger Gruppen aus Befestigungsschrauben und Zentrierstiften erhöhen die Kosten der Kraftstoffpumpe sowohl im

Hinblick auf die Herstellung wie auch auf den Zusammenbau.

Eine andere Bauart einer Gerotor-Pumpe, wie sie in mehreren der oben erwähnten U.S. Patenten offenbart ist, ist die "spielfreie" Gerotor-Pumpe, bei der die Gerotor-Komponenten und der zugehörige Nockenring elastisch gegen eine der Endplatten der Pumpe angedrückt werden, und zwar durch unterschiedliche Federkonstruktionen einschließlich federartiger Ventilplatten. Wenngleich derartige "spielfreie" Kraftstoffpumpen im Hinblick auf Herstellung und Betriebsverhalten äußerst effektiv sind, leiden jedoch derartige Kraftstoffpumpen unter erheblichem Verschleiß und einem beträchtlichen Wirkungsgradverlust, wenn sie mit unreinem Kraftstoff- insbesondere "Trocken-Kraftstoff" geringer Lubrizität betrieben werden und außerdem einen hohen Auslaßdruck oberhalb ihres normalen Druckbereichs erzeugen müssen. Solche ungünstigen Betriebsbedingungen sind beispielsweise bei bestimmten Bootsmotoren anzutreffen, die häufig Kraftstoffdrücke in der Größenordnung von 6,20 bar (90 psi) gegenüber den üblichen 2,07 bis 4,13 bar (30 bis 60 psi) erfordern, wie sie bei typischen Kraftstoffpumpen für Kraftstoffeinspritzsysteme von Kraftfahrzeugen anzutreffen sind. Der Rotorpumpen der FFC-Bauart können ohne weiteres solche höheren Auslaßdrücke erreichen, aber ein zu hoher Verschleiß bleibt nach wie vor ein Problem.

Ein weiteres Problem, das bei unter extremen Stoß- und Schwingungsbelastungen stehenden Kraftstoffpumpen anzutreffen ist, besteht darin, daß sich die Permanentmagnete des Motors aus ihrer Federfingerhalterung lösen können, wenn sie im Pumpengehäuse beispielsweise so wie in der U.S. 4,352,651 und der U.S. 5,000,270 gelagert sind. Typischerweise ist in dem Material der am Einlaß vorgesehenen Endkappe der Pumpe ein spezieller Anschlagvorsprung vorgesehen, der als Sicherheitsanschlag dient, für den Fall, daß sich die Permanentmagnete lockern, so daß diese nicht axial in Richtung auf die Pumpe rutschen können, wobei sie dann zu den Ankerwicklungen des Rotors des Motors fehlausgerichtet werden können. Bei bestimmten Anwendungen sind derartige Vorsprünge jedoch kaum vorzusehen, und in jedem Fall erhöhen sie die Herstellungskosten und das Gewicht des entsprechenden Pumpenteils.

Durch die vorliegende Erfindung sollen die oben geschilderten Nachteile vermieden werden. Insbesondere ist es ein Ziel der vorliegenden Erfindung, eine Kraftstoffpumpe der Gerotor-Bauart zu schaffen, bei der die Befestigung und Winkelausrichtung der Pumpenbestandteile sowohl hinsichtlich der Herstellung wie auch des Zusammenbaues vereinfacht werden. Ferner soll in wirtschaftlicher Weise ein Sicherheitsanschlag vorgesehen werden, der die federbelasteten Permanentmagnete des elektrischen Motors der Kraftstoffpumpe gegen eine Axialverschiebung aus ihrer Einbaustellung sichert.

Ferner soll die Kraftstoffpumpe möglichst resistent gegen Verschmutzungen des Kraftstoffs sein, einen relativ hohen Auslaßdruck erzeugen können und selbst bei Verwendung eines verschmutzten Kraftstoffes geringer Lubrizität eine hohe Lebensdauer bei gutem Wirkungsgrad und störungsfreiem Betriebsverhalten aufweisen.

Die Erfindung sowie vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in den Patentansprüchen definiert.

Anhand der Zeichnungen wird ein Ausführungsbeispiel der Erfindung näher erläutert. Es zeigt:

Fig. 1 einen Längsschnitt einer Kraftstoffpumpe mit elektrischem Motor;

Fig. 2 eine perspektivische Explosionsdarstellung der Pumpeinheit der in Fig. 1 gezeigten Kraftstoffpumpe;

Fig. 3 eine perspektivische Schnittansicht der Pumpeneinheit im zusammengebauten Zustand, jedoch getrennt von

der Anordnung in Fig. 1;

Fig. 4 bis 7 verschiedene Detailansichten einer der beiden Paßstiftschrauben, die als Positionierschrauben für die Pumpeinheit verwendet werden;

Fig. 8 eine vertikale Seitenansicht der in den Fig. 4 bis 7 gezeigten Paßstiftschraube, gedreht um 90° gegenüber der Darstellung in Fig. 6;

Fig. 9 eine Draufsicht auf den Nockenring der Kraftstoffpumpe;

Fig. 10 eine Schnittansicht längs der Linie 10-10 in Fig. 9;

Fig. 11 eine Draufsicht auf die Auslaßplatte der Kraftstoffpumpe;

Fig. 12 eine Schnittansicht längs der Linie 12-12 in Fig. 11;

Fig. 13 eine Draufsicht von unten auf die Auslaßplatte der Kraftstoffpumpe;

Fig. 14 eine Draufsicht auf die Einlaßplatte der Kraftstoffpumpe;

Fig. 15 und 16 Schnittansichten längs der Linien 15-15 bzw. 16-16 in Fig. 14;

Fig. 17 eine Ansicht von unten auf die Einlaßplatte;

Fig. 18 eine Schnittansicht längs der Linie 18-18 in Fig. 17.

Die in Fig. 1 dargestellte Gerotor-Kraftstoffpumpe 20 dient zum Fördern von unter hohem Druck stehenden Kraftstoff aus einem Kraftstofftank (nicht gezeigt) zu einer Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeuges, eines Wasserfahrzeuges oder dergleichen (ebenfalls nicht gezeigt). Die Kraftstoffpumpe 20 besteht aus einer als Zahnradschraube bzw. Gerotor-Pumpe ausgebildeten Pumpeinheit 22 und einem herkömmlichen elektrischen Gleichstrommotor 24 mit einem gewickelten Anker 26, der in einem Gehäuse 28 drehbar gelagert ist. Der Stator des Motors 24 besitzt einen Magnetflußring 30, der relativ zu dem Gehäuse 28 fest angeordnet ist und zwei bogenförmige Permanentmagneten 32 und 34 umgibt. Die Permanentmagneten 32 und 34 werden von Federfingern 36 und 38 gehalten, wie in der U.S. 4,352,641 bzw. der U.S. 4,697,995 genauer dargestellt und beschrieben wird.

Wie ebenfalls in Fig. 1 zu sehen ist, besitzt die Kraftstoffpumpe 20 eine Auslaß-Endkappe 40, die von dem oberen Ende des Gehäuses 28 absteht, und eine hohle Einlaß-Endkappe 42 mit einem Flansch 44, der am unteren Ende des Gehäuses 28 abgedichtet befestigt ist. Die Pumpeinheit 22 wird als Baueinheit von dem umgebenden Gehäuse 28 gehalten und ist axial zwischen den Statorkomponenten des Motors und dem Flansch 44 der unteren Endkappe 42 axial eingespannt. Ein Kraftstofffilter 46 ist in der unteren Einlaßöffnung der Endkappe 42 angebracht, um das Eindringen teilchenförmigen Materials in die Pumpe zu verhindern. Die Auslaß-Endkappe 40 ist einstückig ausgebildet und besitzt einen Auslaßnippel 48, welcher sich nach oben und außen erstreckt und mit dem Inneren des Gehäuses 28 in Verbindung steht, um den Austritt von Kraftstoff zu ermöglichen. Die Auslaß-Endkappe 40 ist mit einem herkömmlichen, abgedichteten elektrischen Anschluß 50 für die Stromversorgung des Ankers 26 versehen.

Es wird nun insbesondere auf die Fig. 2 und 3 Bezug genommen. Die Pumpeinheit 22 besitzt eine Einlaßplatte 60, einen Nockenring 62, einen ringförmigen Außenläufer 64 mit neun inneren Zähnen 66 und einen sternförmigen Innenläufer 68, acht äußeren Zähnen 70, eine Auslaßplatte 72 und zwei identische Positionier- und Halteschrauben in Form von Paßstiftschrauben 74 und 75 (von denen allein die Schraube 74 in den Fig. 2 und 3 gezeigt ist). Die Pumpeinheit 22 besitzt ferner eine zylindrische Stummelwelle 76, die mit Preßpassung in eine axiale Mittelbohrung 78 der Einlaß-

platte 60 eingesetzt ist. Das obere Ende der Stummelwelle 76 erstreckt sich mit einem engen Spielsitz durch eine zentrale axiale Durchgangsbohrung 80 des Innenläufers 68, um diesen auf der Stummelwelle 76 drehbar zu lagern, und verläuft dann weiter nach oben durch eine relativ große Öffnung 82 in der Auslaßplatte 72, um mit einem vorgegebenen Abstand oberhalb derselben zu enden.

Gemäß einem Aspekt der vorliegenden Erfindung sind nur zwei Paßstiftschrauben 74 und 75 vorgesehen, die sowohl zum Zusammenhalten wie auch zum präzisen radialen, axialen und winkelmäßigen Positionieren der Bauteile der Generator-Pumpeinheit dienen. Dies wird dadurch erreicht, daß ein Teil jeder Schraube 74, 75 als Positionier- bzw. Zentrierstift ausgebildet ist und die zugehörigen Durchgangslöcher in der Einlaßplatte 60, dem Nockenring 62 und der Auslaßplatte 72 in der gleichen Weise ausgebildete präzisionsbearbeitete Zentrierbohrungen sind. Die Herstellungstoleranzen dieser Elemente werden somit gegenüber dem Stand der Technik reduziert. Es werden jedoch normale Gewindetoleranzen bei der Herstellung des Außengewindes am unteren Ende jeder Schraube 74, 75 eingehalten, und dann werden "lockere" Gewindetoleranzen bei der Herstellung des Innengewindes einer Gewindebohrung vorgesehen, die als unterstes Gegenbohrungsende jeder der beiden Zentrierbohrungen in der Einlaßplatte 60 vorgesehen ist.

Die Einzelheiten der Paßstiftschraube 74 sind in den Fig. 4 bis 8 dargestellt, wobei es sich versteht, daß die Schraube 75 mit der Schraube 74 identisch ist. Die Schraube 74 besteht aus einem zylindrischen Schaft 90, einem radial erweiterten zylindrischen Schaft 92 und einem zylindrischen Kopf 94, der einen etwas kleineren Durchmesser als der Flansch 92 hat. Die axiale Abmessung B (Fig. 6) von einer unteren radialen Fläche 96 des Flansches 92 an seiner Verbindung mit dem Schaft 90 zu der unteren freien Stirnfläche 98 des Schaftes 90 wird geringfügig kleiner gemacht als die aufaddierte gesamte axiale Abmessung von Einlaßplatte 60, Nockenring 62 und Auslaßplatte 72. Die Abmessung C von der Flanschfläche 96 bis zu der oberen Stirnfläche 100 des Kopfes 94 ist ebenfalls eine genau eingehaltene Abmessung, die zu der Einbaustellung der Pumpeinheit 22 und derjenigen der Permanentmagnete 32 in ihrer Endausrichtung im Gehäuse 28 in Beziehung steht. Wie in Fig. 6 dargestellt ist, entsprechen die axialen Abmessungen B und C zusammen der gesamten axialen Abmessung A der Schraube 74.

Der Schaft 90 ist in spezieller Weise so ausgebildet, daß er einen zylindrischen Zentrierabschnitt 102 hat, der sich von der Flanschfläche 96 axial bis zu einem Gewindeabschnitt 104 erstreckt, welcher bis zu der Stirnfläche 98 verläuft. Der Zentrierabschnitt 102 ist präzisionsbearbeitet derart, daß er eine glatte zylindrische Oberfläche eines konstanten Durchmessers über seine gesamte axiale Erstreckung D (Fig. 6) aufweist und zwar mit einem Durchmesser von beispielsweise 2,82 bis 2,85 mm. Der Gewindeabschnitt 104 ist mit einem üblichen (genormten) Maschinenschraubengewinde eines geringfügig kleineren Durchmessers als dem des Zentrierabschnittes 102 von beispielsweise 2,79 mm versehen. Diese Gewindeform kann beispielsweise ein Nr. 4-40 UNC 3A-Gewinde sein. Vorzugsweise ist ein Schraubendreher-Schlitz 106 in den Schraubenkopf 94 eingearbeitet. Es können jedoch auch andere zum Aufbringen eines Drehmomentes geeignete Konfigurationen, wie z. B. ein Sechseckkopf, ein quadratischer Kopf, eine Ausnehmung für einen Inbusschlüssel usw. verwendet werden.

Der Nockenring 62 ist in den Fig. 9 und 10 genauer dargestellt. Der Nockenring 62 besitzt eine zylindrische Innenfläche 108 und eine zylindrische Außenfläche 110, die konzentrisch zueinander sind, sowie diametral gegenüberliegende, radial nach außen vorstehende Befestigungsaugen

112 und 114. Vorzugsweise besteht der Nockenring 62 aus einer hochdichten gesinterten Pulvermetalllegierung auf Eisenbasis, die zur Härtung dampfwärmebehandelt ist und mit einer Oberflächenoxidierung versehen ist, um ihr eine hohe Festigkeit, Härte, Korrosionsbeständigkeit und Verschleißfestigkeit zu verleihen. Die Ränder der zylindrischen Flächen 108 und 110 sind nicht abgeschrägt bzw. angefast, um den Auflagebereich dieser Flächen zu maximieren und dadurch die Seitenbelastung des Läufers 64 im Betrieb zu minimieren. Vorzugsweise wird die Innenfläche 108 des Nockenrings 62 vor der Dampfwärmebehandlung zum Einhalten spezifizierter Abmessungen entsprechend bearbeitet.

Jedes der Augen 112, 114 des Nockenrings 62 besitzt ein Durchgangsloch 120 bzw. 122, wobei die Mittelpunkte der Durchgangslöcher bezüglich des axialen Mittelpunkts des Nockenrings 62 präzise positioniert sind, wobei ihre Achsen parallel zum Nockenring 62 und ihre Durchmesser so dimensioniert sind, daß sie den Zentrierabschnitt 102 der zugehörigen Schraube mit einem Präzisionssitz aufnehmen (z. B. mit einem Lochdurchmesser von 3,426 mm bei einer Toleranz von 0/+0,025 mm).

Die Auslaßplatte 72 der Pumpeinheit 22 ist in einzelnen in den Fig. 11 bis 13 dargestellt. Die Auslaßplatte 72 hat ein zentrales zylindrisches Loch 82, das so dimensioniert ist, daß es den äußeren zylindrischen Umfang des Mitnehmers 130 des Rotors 26 (Fig. 1) während des Zusammenbaues der Kraftstoffpumpe 20 lose aufnimmt, wenn es am oberen Ende der Stummelwelle 76 der Pumpeinheit 22 drehbar gelagert wird. Wie in den Fig. 11 und 13 dargestellt, ist der Mittelpunkt 132 des Loches 82 gegenüber dem Mittelpunkt 134 der Auslaßplatte 72 versetzt, um die vorgegebene Exzentrizität des Innenläufers 68 relativ zu dem Außenläufer 64 entsprechend herkömmlicher Gerotor-Konstruktion und -Betriebsweise zu ermöglichen. In der gleichen Weise besitzt die Auslaßplatte 72 den üblichen gekrümmten Auslaßschlitz 136, der in dieser wie in den Fig. 11 bis 13 gezeigt, vorgesehen ist. Eine flache, gekrümmte Nut 138 ist in der unteren Stirnseite 140 der Auslaßplatte 72 gebildet, um auf diese Weise eine herkömmliche Druckausgleichsnut zu bilden. Die Auslaßplatte 72 besitzt ferner zwei radial vorstehende, diametral gegenüberliegende Befestigungsaugen 142 und 144 sowie zur Befestigung und Zentrierung dienende Durchgangslöcher 146 und 148, die coaxial zu den Durchgangslöchern 120 bzw. 122 des Nockenrings 62 ausgerichtet sind (Fig. 2 und 3) und den gleichen Durchmesser, die gleichen Toleranzen und die gleiche Parallelität aufweisen. Vorzugsweise besteht die Auslaßplatte 72 ebenfalls aus gesintertem Metall, wie der Nockenring 62, mit den gleichen Abmessungen und der gleichen Dampfbehandlung.

Die Einzelheiten der Einlaßplatte 60 sind in den Fig. 14 bis 18 dargestellt. Die Einlaßplatte 60 besteht ebenfalls aus gesintertem Metallpulver und ist in der gleichen Weise wie die Auslaßplatte 72 dampfbehandelt und oberflächenbearbeitet.

Die Einlaßplatte 60 besitzt den üblichen gekrümmten Einlaßschlitz 150, wie in den Fig. 14 bis 18 zu sehen ist. Die ebene Oberseite 152 der Einlaßplatte 60 ist mit einer herkömmlichen Druckausgleichsnut 154 (Fig. 14, 15 und 18) sowie mit einer ringförmigen Ausnehmung 156, die das zentrale Loch 78 konzentrisch umgibt, versehen. Eine zylindrische Sackbohrung 160 ist in der Unterseite 162 der Einlaßplatte 60 vorgesehen und dient als Positionierungsmittel während der Herstellung. Die Oberseite 152 ist gegenüber dem zylindrischen Außenumfang 164 der Einlaßplatte 60 radial eingezogen, mit Ausnahme der diametral gegenüberliegenden Befestigungsaugen 166 und 168, die beim Zusammenbau zu den Augen des Nockenrings 62 und der Auslaßplatte 72 ausgerichtet sind.

Im Hinblick auf die oben erwähnte kombinierte Befestigungs- und Zentrierfunktion der Schrauben 74 und 75 ist die Einlaßplatte 60 mit zwei diametral gegenüberliegenden Durchgangslöchern 170, 172 sowie 174, 176 in jedem der Bereiche der Befestigungsaugen versehen. Das Durchgangsloch 170, 172 besteht aus einer Gewindebohrung 170, die an ihrem unteren Ende in der Unterseite 162 der Einlaßplatte mündet, und geht an ihrem oberen Ende in eine glatte zylindrische Gegenbohrung 172 über, welche ihrerseits in der Oberseite 152 der Einlaßplatte 60 mündet. Der diametral gegenüberliegende Augenbereich 168 ist in der gleichen Weise mit einer Gewindebohrung 174 versehen, welche in eine glatte zylindrische Gegenbohrung 176 übergeht, welche ihrerseits in der Oberseite 152 mündet. Die Achsen der Durchgangslöcher 170, 172 und 174, 176 sind durch Präzisionsbearbeitung genau positioniert, um den Einlaßschlitz 150 und das zentrale Loch 78 durch entsprechende Ausrichtung mit den Löchern 120, 146 und 122, 148 des Nockenrings 62 bzw. der Auslaßplatte 72 beim Zusammenbau der Bestandteile der Gerotor-Pumpeinheit 22 präzise auszurichten. Vorzugsweise ist die axiale Länge der Gegenbohrungen 172 und 176 mindestens zweimal so groß wie der Durchmesser des Schaftabschnittes 102 der Schrauben 74, 75, und die diametrale Dimensionierung ist wiederum so getroffen, daß sich ein präziser Gleitsitz zwischen ihnen ergibt. Der Durchmesser der Gewindebohrungen 170 und 174 ist so bemessen, daß er zu der Durchmesserabmessung der Gewindeabschnitte 104 der Schrauben 74, 75 paßt, d. h., daß er gegenüber dem Durchmesser der Gegenbohrungen 172 und 176 etwas reduziert ist.

Im Hinblick auf die oben erwähnte Doppelfunktion der Schrauben 74 und 75 wird jedoch als Gewinde für die Gewindebohrungen 170 und 174 ein 4-40 UNC-2B Gewinde verwendet, wobei ein um 0,127 mm (0,005 inch) überdimensionierter Gewindeschneider benutzt wird. Dadurch, daß das Gewinde in den Bohrungen 170 und 174 auf diese Weise diametral überdimensioniert wird, entsteht ein ausreichendes radiales Spiel zwischen den Gewindestegen des Gewindeabschnittes 104 der Schrauben 74, 75 und ihren zugehörigen Gewindenuten in den Gewindebohrungen 174 bzw. 170, so daß die präzise axiale und radiale Ausrichtung der Einlaßplatte 60, des Nockenrings 62 und der Auslaßplatte 72 als Folge der präzisen Passung des Schaftabschnittes 102 während des Zusammenbaues nicht durch Spannungen gestört wird, die von dem Gewindeeingriff zwischen dem Gewinde 104 der Schrauben 74, 75 und dem Gewinde der Gewindebohrungen 170, 174 herrühren. Dennoch verbleibt ein ausreichender Gewindeeingriff in radialer Richtung, um sicherzustellen, daß eine ausreichende Klemmkraft bzw. Spannkraft beim Einschrauben der Schrauben 74, 75 entsteht, um dadurch die Einlaß- und Auslaßplatte 60 bzw. 72 mit den axial gegenüberliegenden flachen Seiten des Nockenrings 62 fest zu verspannen.

Somit werden die Schaftabschnitte 102 der beiden Schrauben 74, 75 und die Gegenbohrungen 172, 176 in den Durchgangslöchern der Auslaßplatte 72, die Durchgangslöcher im Nockenring 62 und in der Einlaßplatte 60, die stationäre Stummelwelle 76 und ihre Lagerung in dem Loch 80 des Innenläufers 68 sowie der Preßsitz der Stummelwelle 76 in dem Befestigungsloch 78 der Einlaßplatte 60 sämtlich hinsichtlich Abmessungen und Position mit Präzisionstoleranzen hergestellt. Die Schrauben 74 und 75 stellen somit eine genaue Ausrichtung der Platten und Läufers der Gerotor-Pumpe in radialer und axialer Richtung sowie in Umfangsrichtung sicher, um dadurch die exzentrische und winkelmäßige Beziehung zwischen diesen Pumpenteilen beim Zusammenbau und im Betriebe präzise zu gewährleisten, und zwar auch in Bezug auf die stationäre Stummelwelle 76,

auf der der Läufer 68 drehbar gelagert ist. Der "lose" Gewindeeingriff der Schrauben 74, 75 mit diesen Teilen beeinträchtigt nicht die Zentrierfunktion des glatten Schaftabschnittes der Schrauben 74, 75. Da auf diese Weise die Zentrierfunktion und Befestigungsfunktion von nur zwei Schrauben übernommen wird, ist es nicht wie im Stand der Technik erforderlich, zwei oder vier getrennte Befestigungsschrauben und zwei zusätzliche Zentrierstifte zu verwenden, wodurch die Anzahl der Pumpenbestandteile entsprechend verringert wird. Außerdem ist keine zusätzliche Einstellung der Bestandteile während des Zusammenbaues erforderlich, da dies einfach dadurch erreicht wird, daß die Schrauben 74 und 75 in der in den Fig. 2 und 3 veranschaulichten Art und Weise eingesetzt und festgezogen werden.

Als weiteres Merkmal wird den verlängerten Köpfen 94 der Schrauben 74, 75 eine vorgegebene Länge C verliehen. Hierdurch wird den Bauteilen des Motors 24 im Gehäuse 28 ein sehr kleines axiales Spiel zwischen ihren oberen Stirnflächen 100 und den benachbarten unteren Rändern der Permanentmagnete 32 verliehen. Die Schrauben 74, 75 dienen somit als Sicherheitsanschläge, die Bewegungen der beiden Permanentmagnete 32 und 34 begrenzen bzw. verhindern, falls sich die Permanentmagnete 32, 34 aus ihren Halteclips (Federclips) im Motor lockern sollten. Eine solche Lockerung kann in seltenen Fällen eintreten, wenn die im Tank untergebrachte Kraftstoffpumpe 20 extremen Stoß- und Schwingungskräften ausgesetzt wird, wie sie unter extrem rauen Bedingungen bei Kraftfahrzeugen oder Wasserfahrzeugen auftreten können.

Aufgrund des oben erwähnten radialen und axialen Spiels im Pumpeninneren kommt es zu einem möglichen inneren "Kurzschluß" bzw. einer Leckverbindung zwischen der Hochdruckseite und der Niederdruckseite der Gerotor-Pumpenteile zwischen den Flächen 140 und 152 sowie den benachbarten Flächen der Läufer 64 und 68, was einen dünnen Flüssigkeitsfilm erzeugt, der ein hydrodynamisches reibungsarmes Flüssigkeitslager zwischen diesen sich relativ zueinander bewegenden Teilen bildet. Die Dicke dieses Flüssigkeitsfilmlagers ist jedoch so klein, daß es als Flüssigkeitsdichtung wirkt, das die Leckrate auf einen nur kleinen Prozentsatz der Pumpdurchflußrate beschränkt.

Das hydrodynamische Flüssigkeitslager, das sich auf diese Weise in Betrieb der Gerotor-Pumpe bildet, verhindert einen unmittelbaren Kontakt des Außenläufers 64 mit der Innenfläche 108 des Nockenrings 62 trotz der (radialen) Schubkräfte auf der Hochdruckseite, die bei normalem Betrieb einer Gerotor-Pumpe auftreten. Die Flüssigkeitsdichtung verhindert außerdem einen exzessiven Verschleiß aufgrund kleiner Schmutzpartikel, die durch das Filter 46 hindurchtreten können und somit von dem durch die Pumpe zirkulierenden Kraftstoff mitgerissen werden. Selbst bei unverschmutztem Kraftstoff wird der Reibwiderstand im Vergleich zu "spielfreien" Gerotor-Pumpen, bei denen Flächen relativ zueinander bewegter Pumpenteile direkt miteinander in Gleitberührung stehen, reduziert. Der Verschleiß und Reibwiderstand des Innenläufers und Außenläufers 68 bzw. 64 relativ zu den axial flankierenden Flächen 140 und 152 der Auslaßplatte 72 und der Einlaßplatte 60 werden auf diese Weise ebenfalls reduziert oder eliminiert.

Aufgrund dieser Merkmale kann die Pumpe mit einem höheren Auslaßdruck von beispielsweise 6,2 bar (90 psi) gegenüber 2,07 bis 4,13 bar (30 bis 60 psi) arbeiten, wie sie bei den meisten Kraftfahrzeuganwendungen anzutreffen sind, während gleichzeitig mit "trockenem Benzin" (d. h. Benzin wie z. B. Winterbenzin mit einer sehr niedrigen Lubrizität) und/oder mit Benzin eines hohen Gehalts an Spritzpartikeln gearbeitet werden kann, ohne daß es zu einem exzessiven Verschleiß kommt. Die Kraftstoffpumpe 20 sorgt somit für

eine verbesserte Grenzschrägschmierung, verringerten Strömungswiderstand und reduzierte Schmutzempfindlichkeit, was den Wirkungsgrad, die Betriebssicherheit und die Lebensdauer der Kraftstoffpumpe erhöht.

Wie ebenfalls bereits erwähnt, werden die axialen Abmessungen des Innenläufers 68 und des Außenläufers 64 geringfügig kleiner gemacht als der axiale Abstand zwischen den axial gegenüberliegenden Seitenflächen 116 und 118 des Nockenrings 62, um ein vorgegebenes festliegendes axiales Spiel zwischen diesen Gerotor-Teilen und der flankierenden Auslaßplatte 72 sowie Einlaßplatte 60 zu bilden. Die Gerotor-Teile 64 und 68 können somit axial zwischen diesen begrenzenden Platten innerhalb dieses festliegenden axialen Spiels frei "schwimmen". Vorzugsweise liegt dieses axiale Spiel in der Größenordnung von 0,0127 bis 0,0762 mm (0,0005 bis 0,0030 inch) insgesamt, d. h. 0,000635 bis 0,0381 mm (0,00025 bis 0,0015 inch) pro Seite. Außerdem liegt das radiale Spiel zwischen dem Nockenring 62 und dem Außenläufer 64 in der Größenordnung von 0,0381 bis 0,127 mm (0,0015 bis 0,0050 inch).

Bei dem hier beschriebenen bevorzugten Ausführungsbeispiel bestehen der Außenläufer 64 und der Innenläufer 68 ebenfalls aus gesintertem Pulvermetall, das dampfbehandelt und oberflächenbearbeitet ist, wobei der Innenläufer 68 acht Zähne und der Außenläufer 64 neun Zähne aufweist. Diese Gerotor-Läufer haben vorzugsweise keine Abschrägungen bzw. Fasen, um die Größe des Lagerbereichs zu maximieren und somit den dickstmöglichen hydrodynamischen Film zu erzeugen. Die axialen Abmessungen der Läufer 64 und 68 sowie des Nockenrings 62 haben Herstellungstoleranzen von $\pm 0,003$ mm, um für das erwünschte axiale Spiel zu sorgen. Vorzugsweise hat der Einlaßschlitz 150 in der Einlaßplatte 60 eine Kontur wie in den Fig. 14 bis 18 gezeigt, um den Druckabfall zu reduzieren. Vorzugsweise läuft das Ende des Einlaßschlitzes 150 um 20° vor, um die Zeit zu verlängern, in der die Gerotor-Pumpe mit heißem Kraftstoff gefüllt werden. Die Druckausgleichsnut 154 in der Einlaßplatte 60 ist vorgesehen, um beim Druckausgleich der Gerotor-Pumpe bezüglich des Auslaßschlitzes 136 und der Auslaßplatte 72 mitzuhelfen, und dies gilt in der gleichen Weise für die Druckausgleichsnut 138 in der Auslaßplatte 72 relativ zu dem Einlaßschlitz 150, wodurch die Bildung eines hydrodynamischen Films begünstigt wird. Vorzugsweise bestehen die Schrauben 74 und 75 aus Stahl, um die Preßpassung zwischen dem Schaftabschnitt 102 und den Bohrungen 172 und 176 beim Zusammenbau der Pumpeinheit 22 zu erleichtern, wie bereits oben beschrieben wurde. Vorzugsweise ist der Außendurchmesser des Mitnehmers 130 relativ zu dem Durchmesser der Öffnung 82 in der Auslaßplatte 72 reduziert, um die Kraftstoffströmung quer über die Einlaß- und Auslaßplatte 60 bzw. 72 zu verbessern.

Bei einem in der Praxis verwirklichten Ausführungsbeispiel der Kraftstoffpumpe ergaben sich die folgenden Auslegungs- und Betriebsparameter:

Maximales radiales Spiel zwischen Außenläufer 64 und Innenfläche 108 des Nockenrings. . . 0,127 mm (0,0050 inch)
Maximales axiales Spiel zwischen den Läufern 64, 68 und der Unterseite 140 der Auslaßplatte 72 beim Zusammenbau. . . 0,0762 mm (0,0030 inch)

"Kompressionswinkel" zwischen dem Ende des Einlaßschlitzes 150 bis zu dem Beginn des Auslaßschlitzes 136 minus dem Übergangswinkel von 40° (360° /neun Zähne). . . -5° bis $+10^\circ$

Anker-Zeitsteuerwinkel zwischen dem Motor-Kommutator und dem Motor-Laminaten unter Verwendung eines Kohlenstoffkommutators. . . 3° .

Patentansprüche

1. Kraftstoffpumpe mit einer von einem Antriebsmotor (24) angetriebenen Pumpeinheit (22), welche aufweist: eine Einlaßplatte (60), eine Auslaßplatte (72), einen Nockenring (62), der sandwichartig zwischen der Einlaßplatte (60) und der Auslaßplatte (72) angeordnet ist, eine Gerotor-Pumpenanordnung mit einem verzahnten Außenläufer (64) und einem verzahnten Innenläufer (68), die exzentrisch zueinander angeordnet sind, wobei der Innenläufer (68) durch den Motor (24) drehbar ist und weniger Zähne (70) als der Außenläufer (64) aufweist, wobei ein Teil der Zähne (70) des Innenläufers (68) mit den Zähnen (66) des Außenläufers (64) kämmen, der Nockenring (62) eine kreisförmige Ausnehmung (108) zur Aufnahme und Lagerung des Außenläufers (64) aufweist und die Einlaßplatte (60) mit einem Einlaßschlitz (150) und die Auslaßplatte (62) mit einem Auslaßschlitz (136) versehen sind, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Einlaß- und Auslaßplatte (60, 72) und der Nockenring (62) durch eine erste und eine zweite Paßstiftschraube (74, 75) sandwichartig miteinander verspannt sind, daß jede Paßstiftschraube (74, 75) einen glatten zylindrischen Schaftabschnitt (102) aufweist, der an einem Ende in einen radial erweiterten Kopfabchnitt (94) und am anderen Ende in einen zylindrischen Gewindeabschnitt (104) mit Außengewinde übergeht, daß die Ein- und Auslaßplatte (16, 72) sowie der Nockenring (62) jeweils ein erstes und ein zweites Durchgangsloch (172, 176; 146, 148; 120, 122) aufweisen, die koaxial zueinander ausgerichtet sind und jeweils eine glatte zylindrische Fläche aufweisen, die den Schaftabschnitt (102) der jeweils zugehörigen Paßstiftschraube (74, 75) passend aufnehmen, daß die Einlaßplatte (60) eine erste und eine zweite Gewindebohrung (170, 174) aufweist, die zu den glatten zylindrischen Durchgangslöchern (172, 176) der Einlaßplatte (60) ausgerichtet und dadurch zu dem Nockenring (62) beabstandet sind, daß die Gewindebohrungen (170, 174) der Einlaßplatte (60) einen bezüglich der glatt zylindrischen Durchgangsfläche (172, 176) der Einlaßplatte (60) geringfügig verringerten Durchmesser haben und mit einem Innengewinde zum Eingriff mit dem Außengewinde des Gewindeabschnittes der beiden Paßstiftschrauben (74, 75) versehen sind, und daß die radialen Toleranzen zwischen dem Außengewinde der Paßstiftschrauben (74, 75) und dem Innengewinde der Gewindebohrungen (170, 174) der Einlaßplatte (60) größer als die Durchmessertoleranzen zwischen dem Schaftabschnitt (102) der Paßstiftschrauben (74, 75) und den zugehörigen glatten zylindrischen Durchgangslöchern der Einlaß- und Auslaßplatte (60, 72) sowie des Nockenrings (62) sind.

2. Kraftstoffpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Kopfabchnitte (92, 94) der Paßstiftschrauben (74, 76) eine vorgegebene axiale Abmessung zwischen der Auslaßplatte (72) und dem Motor (24) haben und daß Endabschnitte der Permanentmagnete (32, 34) des Motors (24) im Einbauzustand in unmittelbarer Nähe der benachbarten Stirnflächen der Kopfabchnitte (92, 94) der Paßstiftschrauben (74, 76) angeordnet sind, so daß die Kopfabchnitte (92, 94) als Sicherheitsanschlüge dienen, die durch eine Lockerung bedingte Bewegungen der Permanentmagnete (32, 34) in Richtung auf die Pumpeinheit (22) begrenzen.

3. Kraftstoffpumpe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Motor (24) und die Pumpeinheit (22) in einem gemeinsamen Gehäuse (28) unterge-

bracht sind, daß eine Stummelwelle (76) an der Einlaßplatte (60) angebracht ist und auf ihr der Innenläufer (68) drehbar gelagert ist, daß der Innen- und Außenläufer (68, 64) ein vorgegebenes axiales und radiales Einbauspiel relativ zu der von der Einlaß- und Auslaßplatte sowie dem Nockenring gebildeten Ausnehmung aufweisen, welches Spiel durch Einpassung der Paßstiftschrauben (74, 75) in die Einlaß- und Auslaßplatte (60, 72) sowie den Nockenring (62) relativ zu der Stummelwelle (76) gebildet und aufrechterhalten wird.

4. Kraftstoffpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die glatte zylindrische Fläche jedes Durchgangsloches (172, 176) in der Einlaßplatte (60) einen Gleitsitz mit der glatten zylindrischen Fläche des Schaftabschnittes (102) der darin angeordneten Paßstiftschraube (74, 75) bildet.

5. Kraftstoffpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß jede der glatten zylindrischen Flächen der Durchgangslöcher (120, 122; 146, 148) in der Auslaßplatte (72) und dem Nockenring (62) einen Gleitsitz mit der glatten zylindrischen Fläche des Schaftabschnittes (102) der zugehörigen Paßstiftschraube (74, 75) bildet.

6. Kraftstoffpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß jeder Kopfabchnitt (94) der Paßstiftschrauben (74, 75) an seiner von der Auslaßplatte (72) entfernten Stirnfläche eine zur Drehmomentaufnahme geeignete Konfiguration (106) hat, um die zugehörige Paßstiftschraube (74, 75) in die Einlaßplatte (60) einschrauben zu können.

7. Kraftstoffpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche in Verbindung mit Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das besagte axiale Spiel in der Größenordnung von 0,0127 bis 0,0762 mm (0,0005 bis 0,0030 inch) und das radiale Spiel in der Größenordnung von 0,0381 bis 0,127 mm (0,0015 bis 0,0050 inch) liegt.

8. Kraftstoffpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Pumpeinheit (22) allein durch die Paßstiftschrauben (74, 75) im zur Gerotor-Pumpe zusammengebauten Zustand in der korrekten Ausrichtung zusammengehalten wird.

9. Kraftstoffpumpe mit: einer Endkappe (42) mit einem Kraftstoffeinlaß, einer Endkappe (40) mit einem Kraftstoffauslaß (48) und einem die Endkappen koaxial verbindenden Gehäuse (28),

einem elektrischen Motor (24) mit einem Anker (26), der zwischen den Endkappen (40, 42) im Gehäuse (28) drehbar gelagert ist, einem Stator (30-34), der den Anker umgebende federbelastete Permanentmagneten (32, 34) aufweist, und einer Stromversorgung für den Motor, und

einer Pumpeinheit, die mit dem Anker (26) verbunden ist, um Kraftstoff aus dem Kraftstoffeinlaß durch das Gehäuse (28) zu dem Kraftstoffauslaß (48) zu pumpen, derart, daß der Kraftstoff im Gehäuse praktisch unter dem Auslaßdruck steht, wobei die Pumpeinheit aufweist:

eine Einlaßplatte (60), eine Auslaßplatte (72) und einen Nockenring (62), der sandwichartig zwischen der Einlaß- und Auslaßplatte angeordnet ist und einen Aufnahmeraum zwischen der Einlaß- und Auslaßplatte bildet, einen Innenläufer (68) und einen Außenläufer (64), die in dem Aufnahmeraum angeordnet sind und miteinander in Eingriff stehende Zähne (66, 70) aufweisen, die in Umfangsrichtung angeordnete, größer und kleiner werdende Pumpkammern nach Art einer Gerotor-

Pumpe bilden, wobei der Nockenring (62) eine Innenwand aufweist, die den Aufnahmeraum begrenzt und zu dem Außenläufer (64) durch einen radialen Spalt radial beabstandet, einen Einlaßschlitz (136) in der Einlaßplatte (60) und einen Auslaßschlitz (150) in der Auslaßplatte (72), die axial in Zahnrad-Zwischenräume zwischen dem Innen- und Außenläufer bzw. in die größer und kleiner werdenden Pumpkammern münden, eine Antriebsverbindung (76) zwischen dem Anker (26) und dem inneren Laufrad (68) und Befestigungsmittel (74, 75), die die Einlaß- und Auslaßplatte (60, 72) und den Nockenring (62) sandwichartig miteinander verspannen und die axial verlängerte Köpfe (94) aufweisen, welche in unmittelbarer Nähe der zugewandten Ränder der Permanentmagneten (32, 34) angeordnet sind, um als Sicherheitsanschlüge zu dienen, die durch Lockerung bedingte Bewegungen der Permanentmagnete aus ihrer federbelasteten Einbaulage im Gehäuse (28) begrenzen.

10. Verfahren zum Herstellen einer elektrischen Kraftstoffpumpe mit folgenden Schritten:

- (a) Es wird eine Endkappe mit einem Kraftstoffeinlaß, eine Auslaßkappe mit einem Kraftstoffauslaß und ein die Endkappen koaxial verbindendes Gehäuse hergestellt,
- (b) es wird ein elektrischer Motor mit einem Anker, der zwischen den Endkappen im Gehäuse drehbar gelagert ist, einem Stator, der den Anker umgebende federbelastete Permanentmagneten aufweist, und einer Stromversorgung für einen elektrischen Motor zum Antrieb der Kraftstoffpumpe hergestellt, und
- (c) es wird eine Pumpeinheit hergestellt, die mit dem Anker verbunden wird, um Kraftstoff aus dem Kraftstoffeinlaß durch das Gehäuse in den Kraftstoffauslaß zu pumpen, derart, daß der Kraftstoff innerhalb des Gehäuses unter dem Auslaßdruck steht, wobei die Pumpeinheit in der Weise hergestellt wird, daß:
 - (d) eine Einlaßplatte, eine Auslaßplatte und ein Nockenring hergestellt werden, der sandwichartig zwischen der Einlaß- und Auslaßplatte angeordnet ist und einen Aufnahmeraum axial zwischen den Platten bildet,
 - (e) ein Innenläufer und ein Außenläufer in dem Aufnahmeraum angeordnet werden, welche miteinander kämmende Zähne aufweisen, welche in Umfangsrichtung angeordnete größer und kleiner werdende Pumpkammern bilden, wobei der Nockenring eine Innenwand aufweist, die den Aufnahmeraum bildet und zu dem Außenläufer durch einen radialen Spalt radial beabstandet ist,
 - (f) in der Einlaß- und Auslaßplatte ein Einlaßschlitz bzw. ein Auslaßschlitz vorgesehen werden, die axial in Zahnzwischenräume zwischen den Läufnern bzw. in den größer und kleiner werdenden Pumpkammern münden,
 - (g) eine Antriebsverbindung zwischen dem Anker und dem Innenläufer vorgesehen wird, und
 - (h) die Einlaß- und Auslaßplatte und der Nockenring sandwichartig durch Befestigungsmittel miteinander verspannt werden, welche axial verlängerte Köpfe haben, die in unmittelbarer Nähe zu gegenüberliegenden Rändern der Permanentmagneten angeordnet werden, um als Sicherheitsanschlüge zu dienen, die durch Lockerung bedingte Bewegungen der Permanentmagnete aus ihrer fe-

derbelasteten Einbaulage im Gehäuse begrenzen.

11. Verfahren nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß als Befestigungsmittel eine erste und eine zweite Paßstiftschraube und hierzu passende zylindrische glatte Durchgangslöcher in der Einlaßplatte verwendet werden, daß in der Einlaßplatte Gewindebohrungen gebildet werden, die einen gegenüber den glatten Durchgangslöchern der Einlaßplatte einen geringfügig verringerten Durchmesser haben, wobei das Gewinde der Gewindebohrungen mit dem Gewindeabschnitt der Paßstiftschrauben in Eingriff gebracht werden, und daß radiale Toleranzen zwischen dem Außengewinde der Paßstiftschrauben und dem Gewinde der Gewindebohrungen der Einlaßplatte vorgesehen werden, die größer sind als die Durchmessertoleranzen zwischen dem Schaftabschnitt der Paßstiftschrauben und den zugehörigen glatten Durchgangslöchern in der Einlaß- und Auslaßplatte sowie dem Nockenring.

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

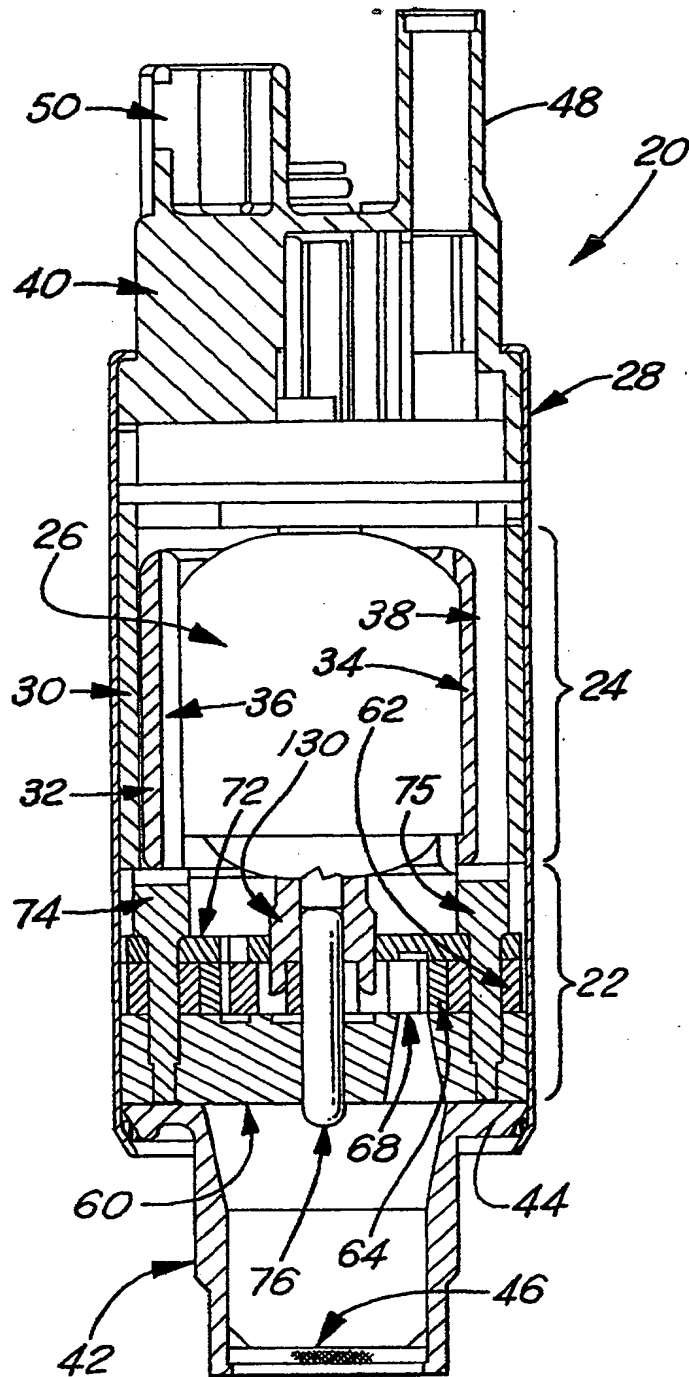


FIG. 1

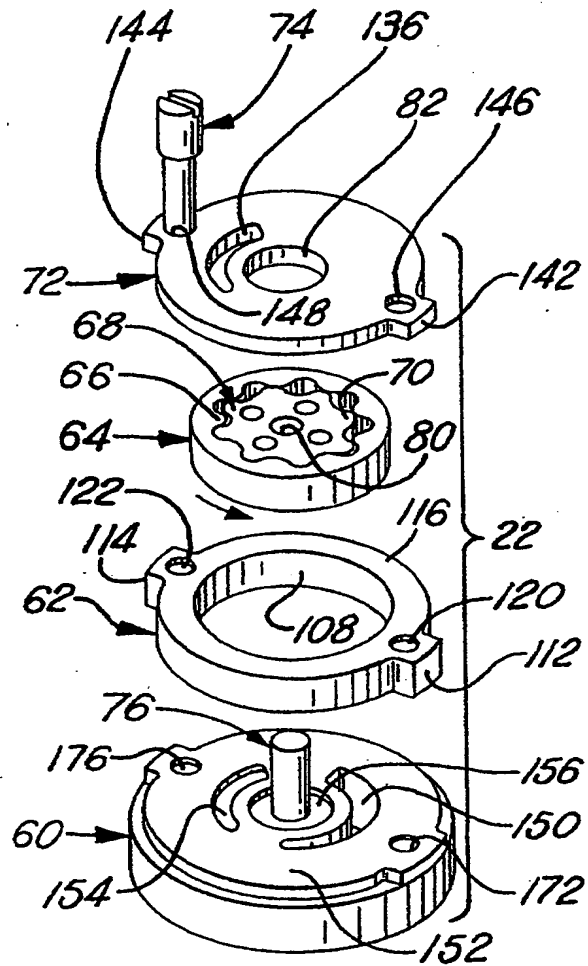
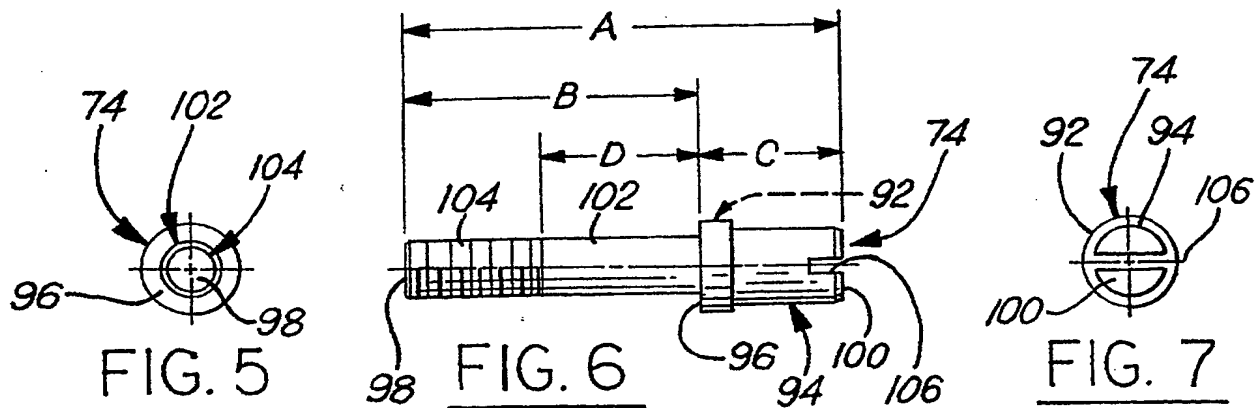
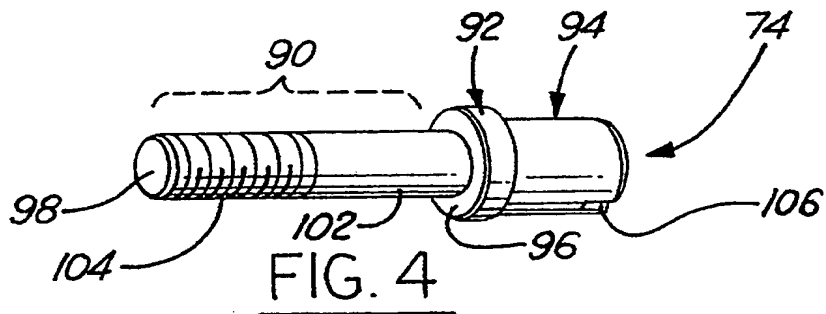
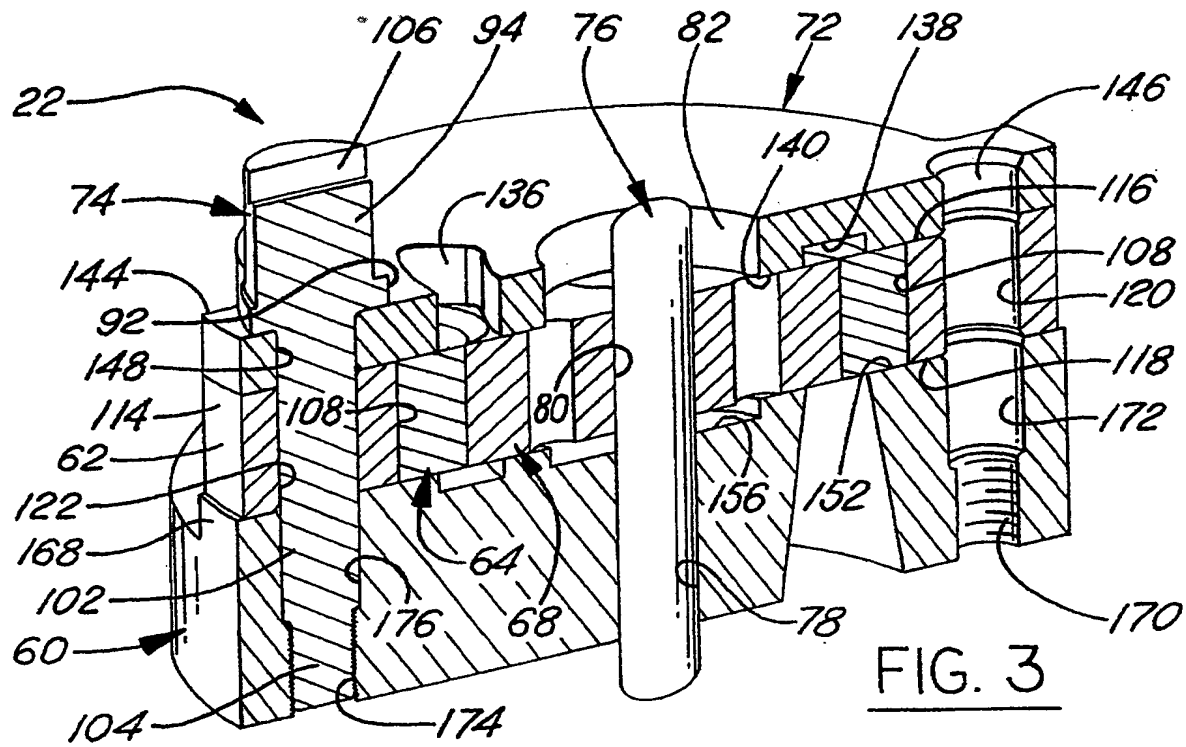


FIG. 2



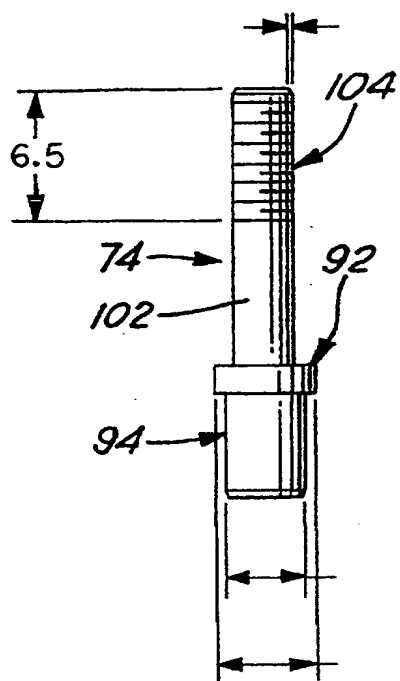


FIG. 8

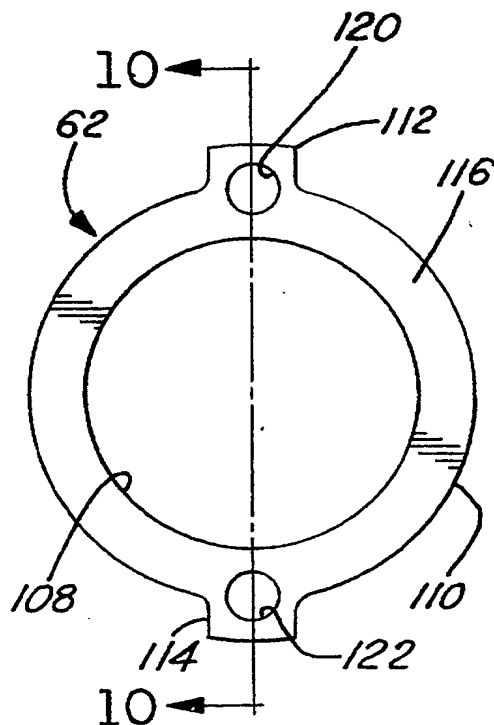


FIG. 9

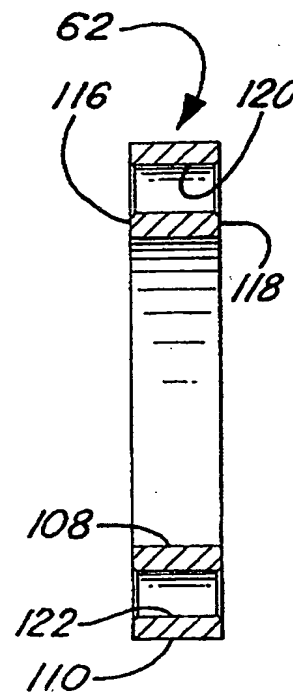


FIG. 10

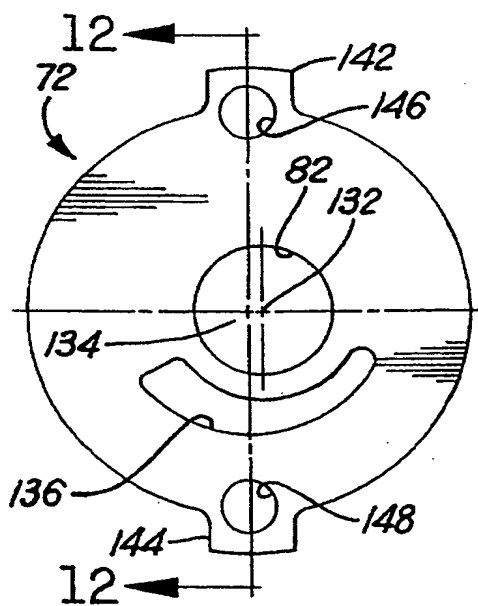


FIG. 11

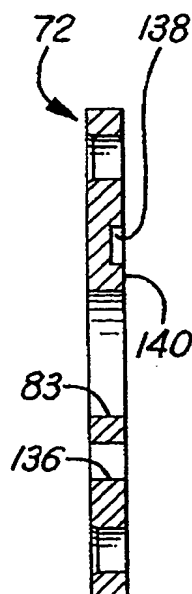


FIG. 12

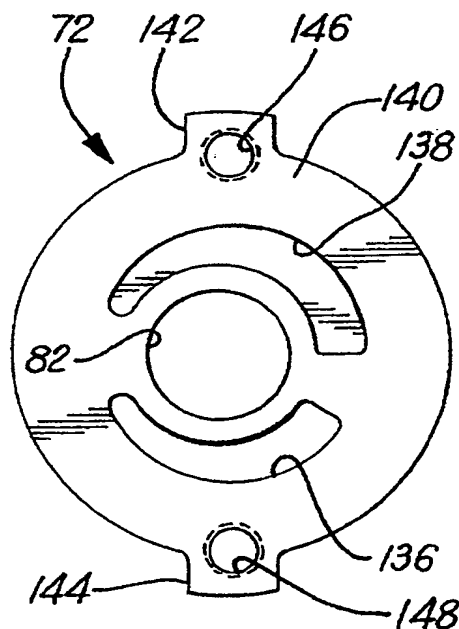


FIG. 13

